

Бондаренко Л.Н., к.т.н., Колбун В.В. к.т.н.(Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна), Жаковский А.Д. к.т.н. (Днепропетровский орган по сертификации железнодорожного транспорта)

Величина коэффициента полезного действия волновой передачи, приходящегося на качение роликов по гибкому колесу

Постановка проблемы. Одним из достоинств волновых зубчатых передач является высокий к.п.д. достигающий значения 0,9 при передаточном числе $u=100$. Поскольку в зацеплении скорости малые, то можно предположить, что главные потери приходятся на потери в подшипниках роликов и их качении по гибкому колесу.

Анализ исследований. К.п.д. подшипников качения получен довольно точно, а относительно доли к.п.д. приходящегося на качение подшипника по кольцу вряд ли можно получить экспериментальные данные, ввиду многообразия размеров и материалов, а аналитические зависимости для определения сопротивления качению отсутствуют.

Табором [1] получена аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения при первоначальных линейном и точечном контактах. Однако, наличие в них величины гистерезисных потерь свело на нет их практическое применение, поскольку он не является константой, а его определение для конкретного случая контакта требует времени и средств больше, чем экспериментальное определение самого коэффициента трения качения.

В работе [2] получены экспериментально – аналитические зависимости для определения коэффициента трения качения, содержащие только общепринятые геометрические размеры и механические константы контактирующих тел.

Цель исследований. Найти долю от общего к.п.д. волновой передачи, приходящегося на качение роликов по гибкому кольцу.

Материал исследований. За основу исследований принимаем цилиндрический зубчатый четырехроликовый генератор, который сравнительно прост в изготовлении. Однако, эта схема не позволяет строго сохранять заданную форму деформации под нагрузкой, поэтому для увеличения жесткости системы цилиндр – кольцо применяется накладное кольцо толщиной равной $h \approx 1,5h_1$ (рис. 1), где $h_1 = (0,005 \dots 0,015)D$. Величина h_1 впоследствии уточняется расчетом.

Диаметр роликов определяется из примерного соотношения $D_p \approx 0,33d_1$, где d – диаметр делительной окружности гибкого колеса [3]

$$d = 0,1 \cdot 3 \sqrt{\frac{M}{[\sigma_{CM}] \cdot \psi_d}}, \quad (1)$$

где M – крутящий момент на ведомом колесе, $\psi_d = \frac{b}{d} = (0,1 \dots 0,3)$ – коэффициент ширины зубчатого венца, b – рабочая ширина зубчатого венца, $[\sigma_{сМ}]$ – допускаемые напряжения смятия для зубьев.

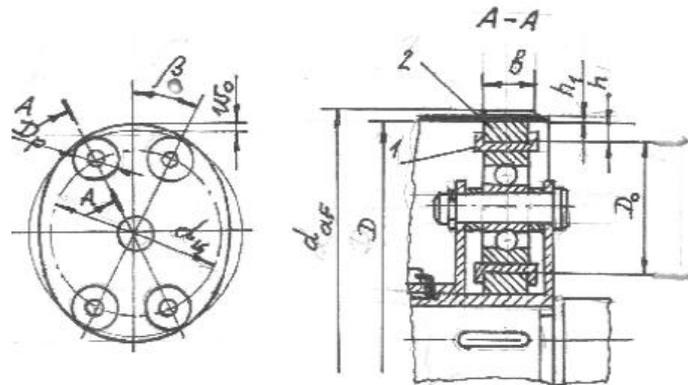


Рис. 1. Схема четырехроликового генератора

Радиальное перемещение гибкого колеса по большой оси овала составит [3]

$$\omega_0 = \frac{r_{af}}{u_{НС}^F \cdot \left[1 + \frac{r_{af} - r}{r} \cdot \left(\frac{2 \cdot \sin \beta - \frac{4}{A - \frac{4}{\pi}}}{\pi} \right) \right] - 1}, \quad (2)$$

где $A = \sin \beta + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \cdot \cos \beta$, β – угол между вертикалью и прямой, соединяющей центры кольца и ролика, $r = \frac{D + h_1}{2}$ – радиус середины поверхности по деформации, $r_{af} = \frac{d}{2} + m$ – радиус окружности выступов зубьев зубчатого колеса.

Диаметр окружности впадин гибкого колеса

$$d_{fF} = m \cdot (z_F - 2 \cdot h_a' - 2 \cdot c' + 2 \cdot x_F),$$

где $x_F = 3 \dots 4$ – коэффициент сдвига инструмента, $c' = 0,35$ для мелких модулей ($m \leq 1$ мм) и $c' = 0,25$ для модулей $m > 1$ мм, $h_a' = 1$ для эвольвентного профиля зубьев.

Внутренний диаметр гибкого колеса

$$D = \frac{d_{fF}}{1 + 2 \cdot (0,05 \dots 0,015)}.$$

Диаметр ролика с учетом кольца (рис. 1)

$$D_p = 0,33 \cdot d + 0,01 \cdot D$$

С учетом, что толщина подкладного кольца 2 равна $h=1,5 \cdot h_1=1,5 \cdot 0,01 \cdot D$ радиус поверхности катания роликов составит

$$R = \frac{D}{2} - h.$$

Для определения сопротивления качению кольца подшипника 1 по подкладному кольцу 2 найдем величину деформации гибкого колеса, воспользовавшись табличными данными отношений $\frac{\omega}{\omega_0}$, приведенными в

[3]. Воспользовавшись параболическим выравниванием, получим

$$\omega = -1,04 \cdot \varphi^2 - 0,0053 \cdot \varphi + 0,616. \quad (3)$$

Радиус кривизны кольца в месте контакта [4]

$$\rho = \frac{d}{2} + \frac{\sqrt{(p+2 \cdot x)^3}}{\sqrt{p}}, \quad (4)$$

где p – параметр параболы, x – ордината линии касания.

При известной величине ω_0 (2) сила прижатия ролика к гибкому кольцу [4]

$$p = \frac{\omega_0 \cdot E \cdot I}{R^3 \cos \{[(\pi - \beta) - 2 \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta - \beta] + 0,6366[(\pi - \beta) \sin \beta - 2 \cdot \cos \beta - \beta \cdot \sin \beta]\}}. \quad (5)$$

При известных величинах D_P и ρ и линейном контакте коэффициент трения качения [2]

$$k = 0,225 \cdot b \cdot e^{-0,6 \cdot D_P}, \quad (6)$$

где $b = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{\frac{D_P}{2} \cdot \rho}{b_1 \cdot E} \cdot \frac{2}{\rho - \frac{D_P}{2}}}$ – полуширина пятна контакта, $b_1 = 10m$ –

ширина подкладного кольца.

Сопротивление качению (при $M_2=1$ МНм, $m=1$ мм, $\beta=25^\circ$, $[\sigma_{CM}]=8$ МПа, $\psi_d=0,15$, $E=1,2 \times 10^5$ МПа, $z_F=200$, $z_C=202$, $n_H=1400$ об/мин, $x_F=3$) четырех роликов составляет десятые доли Ньютона, что говорит о том, что сопротивление качению роликов по гибкому колесу практически не влияет на к.п.д. волновых передач.

Литература

1. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the elastic range, - Proc. Roy. Soc., 1955. – p.198.
2. Бондаренко Л.М. Аналітично – експериментальне визначення коефіцієнта тертя кочення// Будівництво України. - №5. – 2001. – С. 47 – 48.
3. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1975. – 551 с.

4.Справочник по сопротивлению материалов/ Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 736 с.